

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-004466

(43)Date of publication of application : 07.01.1997

(51)Int.Cl.

F02C 7/16

F01K 23/10

F02C 6/00

F02C 6/18

(21)Application number : 08-078607

(71)Applicant : GENERAL ELECTRIC CO <GE>

(22)Date of filing : 01.04.1996

(72)Inventor : SCHONEWALD ROGER W
RAMACHANDRAN JAIRAJ
SCHEPER JR GEORGE W

(30)Priority

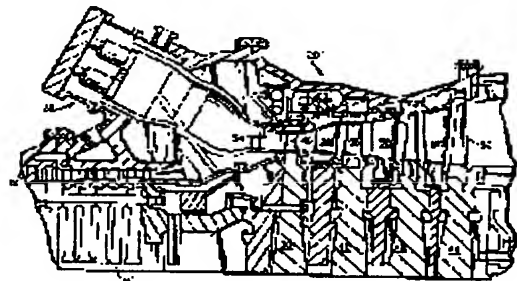
Priority number : 95 414696 Priority date : 31.03.1995 Priority country : US

(54) METHOD FOR OPERATING COMPOUND CYCLE GAS TURBINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To lower the NO_x emitting material so as to improve the efficiency and output by using a multi-stage compressor having a specified pressure ratio so as to compress the inlet air, and supplying the nearly all compressed air to a combustion device so as to generate the gaseous combustion product, and supplying this gaseous combustion product to a turbine for discharge.

SOLUTION: Air from a compressor 12' is discharged to several combustors 36 provided around a gas turbine rotor 14' in the circumferential direction. After the combustion, the gas obtained through the combustion is used so as to drive a turbine 20'. The turbine 20' has four wheels 38, 40, 42, 44, and these are set on a gas turbine rotor 14', and each wheel includes buckets or vanes 54, 56, 58, 60. As an operation parameter, instead of raising the exhaust temperature of the turbine, a higher pressure ratio of the compressor, namely, the pressure ratio at about 23:1 is selected so as to restrict the temperature effect, and the NO_x emitting material is reduced so as to improve the efficiency and the output.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 27.02.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 14.03.2006

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 2006-011953

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection] 09.06.2006

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-4466

(43) 公開日 平成9年(1997) 1月7日

(51) Int.Cl. ⁸	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 C 7/16			F 0 2 C 7/16	Z
F 0 1 K 23/10			F 0 1 K 23/10	T
F 0 2 C 6/00			F 0 2 C 6/00	B
				D
6/18			6/18	A
審査請求 未請求 請求項の数10 O L (全 8 頁)				

(21) 出願番号 特願平8-78607

(22) 出願日 平成8年(1996) 4月1日

(31) 優先権主張番号 08/414696

(32) 優先日 1995年3月31日

(33) 優先権主張国 米国 (U S)

(71) 出願人 390041542

ゼネラル・エレクトリック・カンパニイ
GENERAL ELECTRIC CO
MPANY

アメリカ合衆国、ニューヨーク州、スケネ
クタディ、リバーロード、1番

(72) 発明者 ロジャー・ウィリアム・スコンウォルド

アメリカ合衆国、ニューヨーク州、スコ
ティア、グレンウッド・ドライブ、8番

(72) 発明者 ヤイライ・ラマチャンドラン

アメリカ合衆国、ニューヨーク州、ポール
ストン・レイク、シエラ・トレイス、26番

(74) 代理人 弁理士 生沼 徳二

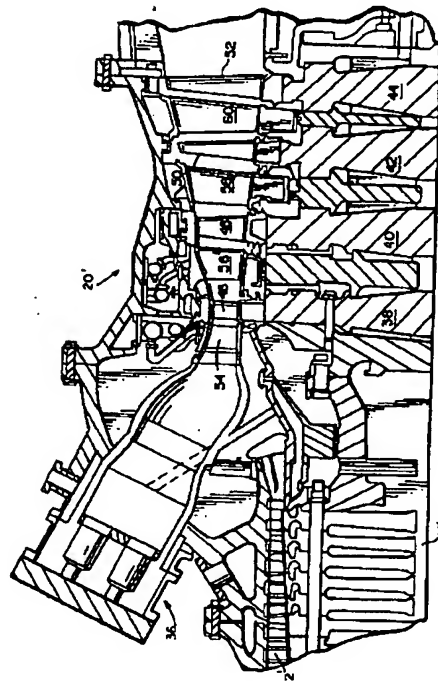
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 複合サイクル・ガスタービンを運転する方法

(57) 【要約】

【課題】 50及び60Hzの両方のガスタービンで変更なしにタービンのある部品を使うことが出来る様にする単純サイクル又は複合サイクル形式の陸用ガスタービンを提供する。

【解決手段】 複合サイクル・ガスタービンを運転する方法は、約23対1の圧力比を持つ多段圧縮機を用いて入口空気を圧縮し、圧縮機から吐出された略全部の空気を燃焼装置に差し向けて、気体状燃焼生成物を発生し、気体状燃焼生成物をタービンに差し向け、気体状燃焼生成物を排出する工程を含むように構成する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 複合サイクル・ガスタービンを運転する方法に於て、約 23 対 1 の圧力比を持つ多段圧縮機を用いて入口空気を圧縮し、該圧縮機から吐出された略全部の空気を燃焼装置に差し向けて気体状燃焼生成物を発生し、該気体状燃焼生成物をタービンに差し向け、前記気体状燃焼生成物を排出する工程を含む方法。

【請求項 2】 タービンが、段 1 及び段 2 が蒸気冷却である 4 段タービンである請求項 1 記載の方法。

【請求項 3】 圧縮機を通る空気流が約 1, 200-1, 600 pps である請求項 1 記載の方法。

【請求項 4】 タービン点火温度が約 2, 590 乃至約 2, 622° F である請求項 1 記載の方法。

【請求項 5】 前記燃焼装置から吐出される気体状燃焼生成物が 2, 650-2, 800° F でタービンの第 1 段に入る請求項 1 記載の方法。

【請求項 6】 気体状燃焼生成物がタービンから約 1, *

「定格」出力 (MW)	400	480
「定格」効率 (%)	60	60
RPM	3600	3000
圧力比	23.2	23.2
圧縮機空気流 (pps)	1230.3	1514
タービン (ノズル) 入口温度 (° F)	2700	2700
タービン点火温度 (° F)	2622	2622
回転子入口温度 (° F)	2600	2600
タービン排気温度 (° F)	1121	1140
排気マッハ数	0.65	0.68
タービン装填流量 (%W c)	5.5	5.75

に従って運転される方法。

【請求項 9】 圧縮機、燃焼装置及び発電機に接続されたタービンを含むガスタービンを含んでいて、ガスタービンの排気を利用して熱回収形蒸気発生器内の蒸気タービンに対する蒸気を加熱し、タービンの第 1 段及び第 2 段が蒸気冷却である様な発電装置を運転する方法に於て、20 より大きい圧縮機圧力比、並びに約 2, 622° F のタービン燃焼装置点火温度を用いて前記ガスタービンを運転し、発電装置の熱効率を約 60% にする工程を含む方法。

【請求項 10】 表 II に記載する夫々の運転パラメータに略従って運転される 50Hz 又は 60Hz 蒸気冷却又は 60Hz 空冷ガスタービン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【技術分野】 この発明は全般的に部品の変更を極く少なくして、ユーザがガスタービンの高温部品の空冷又は蒸気冷却を取り入れることが出来る様にすると共に、50 及び 60Hz の何れにおいても変更なしにタービンのある部品を使うことが出来る様な設計変更を用いた、好ましくは複合サイクル形式で表された新規な陸上用ガスター

* 040-約 1, 140° F で排出される請求項 1 記載の方法。

【請求項 7】 気体状燃焼生成物の排気マッハ数が約 0.65 である請求項 1 記載の方法。

【請求項 8】 ガスタービンの排気を利用して熱回収形蒸気発生器内の蒸気タービンからの復水を再熱し、ガスタービンに於ける冷却デューティの為に蒸気タービンから蒸気を抽出する複合サイクル形式の蒸気冷却ガスタービンを運転する方法に於て、多段圧縮機を用いて入口空気を圧縮し、該圧縮機から吐出された略全部の空気を燃焼装置に差し向けて気体状燃焼生成物を発生し、該気体状燃焼生成物をタービンに差し向け、気体状燃焼生成物を排出する工程を含み、タービンは 4 段タービンであって、第 1 段及び第 2 段が蒸気冷却であり、第 3 段が空冷であり、第 4 段は無冷却であり、タービンが 50Hz 又は 60Hz の何れで運転されるかに応じて、タービンが下記のサイクル・パラメータ及び性能特性

60Hz (蒸気)	50Hz (蒸気)
400	480
60	60
3600	3000
23.2	23.2
1230.3	1514
2700	2700
2622	2622
2600	2600
1121	1140
0.65	0.68
5.5	5.75

30 ビンの設計方針に関する。特にこの発明は、複合サイクル形式で、蒸気冷却を用いる 50 及び 60Hz ガスタービンの運転サイクルに対するパラメータの選択に関する。

【0002】

【背景】 ガスタービン発電所に対する現在の好ましい形式は単軸複合サイクル発電装置であり、ガスタービン、蒸気タービン及び発電機が単軸又は回転子上に縦続的に設けられている。単軸複合サイクル装置は、1 台の空冷ガスタービン、1 台の蒸気タービン、及び 1 台の熱回収形蒸気発生器 (HRSG) で構成される。現在、単軸複合サイクル装置は、50 及び 60Hz 用の両方に対するガスタービンを含む出願人の生産ラインでは、各々のヘビー・デューティ・ガスタービンに対して最適化されている。ガスタービンの設計では、例えば増大した動力出力に達する為に、幾何学的な倍率の原理を利用するのが常套手段である。この倍率作用は、機械の物理的な寸法を減少又は増加すると同時に、回転速度を増加又は減少すれば、圧縮機及びタービンのラインは空気力学的並びに機械的に類似になると云う原理に基づいている。この為、現在の 60Hz 用ガスタービンを上向きの倍率にすると、同様であるが一層大形の 50Hz ガスタービンに達す

る。

【0003】設計の考え方としての倍率作用は全般的に成功したが、重要な制約がある。例えば、現存の機械から上向きの倍率を採る時、倍率によって決められた機械の動力出力は選択し得る変数ではない。従って、動力出力Xを定格とする現存の60Hzガスタービンを上向きの倍率にして、動力出力Yの50Hzガスタービンにすることが出来る。しかし、50Hzの市場で動力出力Zが要求される場合、この倍率作用を利用することが出来ない。この為、顧客／市場の必要条件に合わせ易くする別の設計の考え方が必要である。

【0004】同時に、50及び60Hz用のガスタービンが夫々に別個の部品を必要とし、製造、在庫及び切換えにコストがかかる場合がある。この為、50及び60Hzで運転する様に設計されたタービンの間での部品の共通性を最大にする必要がある。コストを更に節約

* し、熱効率及び動力出力を増加することは、発電業界に於ける長年の目標であり、複合サイクル形式に於けるガスタービンの蒸気冷却によって効率を高めることが出来ることは評価されているが、従来、蒸気冷却は目に付く程の成功を伴う様には利用されていなかった。今日の単純サイクルの正味の熱効率は36%前後であり、これに対して複合サイクルの正味の熱効率は約55%前後である。単純サイクルのプラントでは、60Hzの動力出力は約168MWであり、50Hzの動力出力は約242MWである。複合サイクル・プラントでは、60Hzの動力出力は約252MWであり、50Hzの動力出力は約364MWである。

【0005】この発明によるサイクル・パラメータの選択の比較の為、出願人の生産ラインにある単一サイクル及び複合サイクルの現在の60Hz及び一層大形の50Hzの空冷機械に対する運転パラメータを下の表Iに示す。

*
表 I

	単純サイクル 60及び50Hz	複合サイクル 60及び50Hz
「定格」出力 (MW)	166.2/239	253.4/348.5
「定格」効率 (%)	36.0/36.0	55.0/54.8
RPM	3600/3000	3600/3000
圧縮機圧力比	15.3	15.3
圧縮機空気流 (pps)	944/1359	944/1359
タービン (ノズル) 入口温度 (° F)	2700	2700
タービン点火温度 (° F)	2400	2400
回転子入口温度 (° F)	2378	2378
タービン排気温度 (° F)	1110	1110
排気マッハ数	0.65	0.65
タービン装填流量 (% Wc)	11.9	11.9

【0006】

【発明の開示】出願人は現在、50及び60Hzの用途の間で移り変わる時に倍率作用を設計の考え方として必要としない又は利用しない様な新しい系列のガスタービン機関を開発している。その過程で、出願人は、50及び60Hzタービンの部品の共通性の考え方を著しく強め

た。更に、複合サイクル形式に於けるガスタービンの高温部品の蒸気冷却を、複合サイクル装置の熱効率を大幅に改善する為の方法として採用した。この他の係属中の出願には、この新しい設計の考え方を反映する物理的並びに／又は機械的な面も取り上げている。この発明は、特に、ガスタービンのノズル、バケット及びシュラウド

の開放回路空冷又は閉回路蒸気冷却（閉回路が好ましい）を取り入れ、現在の機械に較べて、高いレベルの効率及び出力を達成する複合サイクル発電所に対する新しいガスタービン・サイクルに関する。上に述べた全ての目標を達成する為、幾つかの具体的な問題を取り上げる。

【0007】第1の問題は、50Hz及び60Hzの両用の発電市場に対するものとして、NO_x放出物を低く保ちながら、今日の技術よりも一層高いレベルの効率及び出力を発生する様に複合サイクル発電所で使うことの出来るガスタービン・サイクルの設計である。第2の問題はタービンの設計に「共通」タービン方式を適用することが出来る様に、50Hz及び60Hzの複合サイクル蒸気冷却発電所に対するガスタービン・サイクルの定義をすることである。言い換えれば、生産コストを切り下げる為には、作られる部品の数を減らして、作られるこう云う部品が一層大量であることによって、部品のコストが一層低くなり、工具の投資も減らすことが出来る様にすることが望ましい。低電力規模（80MW未満）では、50Hz及び60Hzの発電市場は、正しい電氣的な周波数の出力が得られる様に調整した1種類のガスタービンで充当することが出来る。しかし、この発明が目標とする一層大規模な機械（80MWを越える）では、ガスタービンは3,000rpm又は3,600rpmで配送電流のHzで運転しなければならない。従来、50Hzガスタービン及び60Hzガスタービンが互いの目盛であって、2組の部品及び2組の工具を必要としていた。50Hz及び60Hzガスタービンを、同じタービン回転子のハードウェア、同じ固定子のハードウェア、及びタービンの第2段及び第3段の同じエロフォイルの若干を利用する様に設計出来る様なガスタービン・サイクルを設計すれば、かなりのコスト節約を実現することが出来る。

【0008】第3の問題は、50Hz及び60Hz発電市場に対するガスタービン・サイクルの設計として、現在の技術で可能であるよりも一層高いレベルの効率及び出力を発生する様に、「単純サイクル」発電所又は空冷複合サイクル・プラントで、並びに中間技術レベルとして

（即ち、複合サイクル蒸気冷却装置に転換する前の）使うことが出来るガスタービン・サイクルの設計である。単純サイクル発電所は、発電機を駆動するガスタービンが動力を発生する唯一の源であるものである。言い換えれば、この発明のガスタービンは主に複合サイクルで利用することを意図するものであるが、複合サイクル装置に切替える用意の出来ない顧客に対しては、このタービンが単純サイクル発電所でも使えることが望ましい。しかし、それでも重点とするのは複合サイクル形式である。

【0009】第4の問題は、部品の変更を極少なくして、空冷タービンを蒸気冷却ガスタービンへと等格を高めることが出来る様な空冷及び蒸気冷却ガスタービン・

サイクルの設計である。こう云う問題に対する解決策が、大部分出願人の係属中の特許出願に記載されている。例えば、出願人の係属中の米国特許出願通し番号第08/414698（出願人控え番号839-346）、発明の名称「バケット先端すき間制御を持つ取外し自在の内側タービン殻体」には、タービンの段1及び2の固定子及び回転子部品に接近し易くすると共に、それを空冷から蒸気冷却に転換することが出来る様にする取外し自在の内側殻体が記載されている。出願人の係属中の米国特許出願通し番号第08/414695（出願人控え番号839-358）、発明の名称「乱流回転子部品の閉又は開放回路冷却」には、段1及び2のタービン・バケットに冷却蒸気を供給するやり方が記載されている。出願人の係属中の米国特許出願通し番号第08/414700（出願人控え番号839-352）、発明の名称「閉回路蒸気冷却バケット」には、タービンの第1段及び第2段バケットに対する冷却閉回路が記載されている。1993年12月3日に出版された出願人の係属中の米国特許出願通し番号第08/161,070号、発明の名称「蒸気冷却ガスタービンを持つ複合サイクルに対する蒸気サイクル」には、複合サイクル装置にあるガスタービンに対する蒸気冷却回路が記載されている。以上記載した全ての出願をこゝで引用する。

【0010】この発明は、圧縮機の圧力比、圧縮機の空気流量、タービン入口温度、タービン点火温度、段1のタービン・ノズルを出て行く時の温度（これは回転子入口温度とも呼ばれる）、タービン排気マッハ数及びタービン排気温度を含むパラメータの組合せに基づいて、複合サイクル形式で蒸気冷却ガスタービンを利用して、50Hz及び60Hzの両方の発電市場に対する特定のガスタービン・サイクルを指し示す。蒸気冷却を伴う複合サイクル形式に転換する用意が出来ていない顧客の為に、60Hz空冷単純サイクル用の中間サイクルも指し示す。全体としての目標は、NO_x放出物を少なくして、ガスタービンの効率及び出力を改善しようとする発電業界の需要に応えることである。

【0011】全体として見ると、この発明によるサイクル・パラメータの重要な変更は、圧縮機の圧力比を約1.8乃至2.5の範囲、好ましくは約2.3、2に高めること、タービン点火温度を約2,622°Fに高めること、タービン入口温度を（タービン排気温度に余り影響せず）約2,700°Fに高めること、及びタービンに装填し得る空気（冷却空気）流量をタービン全体の流量の約5-6%にずっと引き下げることである。蒸気並びにその他のパラメータについてこれから更に詳しく説明する。

【0012】従って、この発明では、広義に云うと、約2.3、2対1の圧力比を持つ多段圧縮機を用いて入口空気を圧縮し、圧縮機から吐出された略全部の空気を燃焼装置に差し向けて気体状燃焼生成物を発生し、気体状燃

焼生成物をタービンに差し向け、その後気体状焼生成物を排出する工程を含む複合サイクル・ガスタービンを運転する方法が提供される。

【0013】以下説明するこの発明並びに前に引用した係属中の特許出願に記載された発明は、 NO_x 放出物を少なくして、効率及び出力を改善すると云う必要を充たし、ハードウェアにかなりの程度の共通性を達成し、蒸気冷却へと簡単に等級を高めることが出来る様にし、それに見合ったサイクル・パラメータを指し示す。

【0014】

【発明を実施する最善の態様】図1は単純サイクル単軸ヘビー・デューティ・ガスタービン10の略図である。ガスタービンは、回転子軸14を持つ多段軸流圧縮機12で構成されていると見なすことが出来る。16の所で圧縮機の入口に入った空気が軸流圧縮機12によって圧縮され、その後燃焼器18に吐出され、そこで天然ガスの様な燃料を燃焼させて、タービン20を駆動する高エネルギーの燃焼ガスを発生する。タービン20では、高温ガスのエネルギーが仕事に変換され、その仕事の一部分を使って、軸14を介して圧縮機12を駆動し、残りは、電力を発生する為に、回転子軸24（軸14の延長部）によって発電機22の様な負荷を駆動する為の有効仕事に利用し得る。典型的な単純サイクル・ガスタービンは燃料入力30乃至35%を軸出力に変換する。残りの1乃至2%を除いた全部は、26の所で廃熱としてタービン20を出て行く。

【0015】図2は最も簡単な形の複合サイクルを示す。この場合、26の所でタービン20を出て行く、排ガスのエネルギーが別の有効仕事に変換される。排ガスが熱回収形蒸気発生器(HRSG)28に入り、そこでボイラー式に水が蒸気に変換される。こうして発生された蒸気が蒸気タービン30を駆動し、ここで更に仕事を抽出して、軸32を介して、別の電力を発生する2番目の発電機34の様な別の負荷を駆動する。ある形式では、タービン20、30が共通の発電機を駆動する。電力だけを発生する複合サイクルは、高級なガスタービンを使うと、熱効率が50%乃至60%の範囲内にある。

【0016】図3はタービン部分20'の主な部品を簡単に示した形で示す。圧縮機12'からの空気が、普通の様に、ガスタービン回転子14'の周りに円周方向に設けられた幾つかの燃焼器に吐出される。この様な1つの燃焼器を36に示してある。燃焼の後、その結果得られたガスを使ってタービン20'を駆動する。この例では、タービンは4つのホール38、40、42、44で表した相次ぐ4段を持ち、これらがガスタービン回転子上に設けられてそれと一緒に回転し、各々は参照数字46、48、50、52で表したバケット又は羽根を含む。こう云うバケットがペーン54、56、58、60で表した固定の固定子の間に交互に配置されている。

【0017】複合サイクル・ガスタービンに対する運転

パラメータの決定は、多くの因子に基づいており、その内の最も重要なものを次に説明する。特に断らない限り、選ばれた運転パラメータは好ましい複合サイクル蒸気冷却形式の50及び60Hz機械に対するものである。蒸気冷却を用いた複合サイクル装置への予想された転換以前の、上に引用した係属中の米国特許出願に論じられた種々のハードウェアの変更を取り入れているが、第1段及び第2段に対して空冷を利用している60Hz単純サイクル空冷タービンについても説明する。

10 【0018】所望の目標を充たし、且つ前に述べた問題を解決する為のタービンの運転パラメータ又は仕様の選択は、部分的には、材料の制限、並びに現存のガスタービン機関に存在するその他の条件又は配置によって決定され、これは新しいタービンの設計にも持ち込まれる。例えば、ガスタービンの熱効率及び比出力は、圧力比と点火温度と云う2つのサイクル・パラメータの影響を強く受ける。サイクルの圧力比は、圧縮機の吐出圧力を圧縮機の入口圧力で除したものである。タービン冷却損失を考慮しない理想的なサイクルでは、熱効率は化学量論的な点火温度レベル及び50:1又は60:1の圧力比次第で増加する。今日の超合金は2,200°Fで融け始めるので、高温ガス通路の部品を冷却して、金属温度を2,200°Fより十分低く保たなければならない。圧縮機から空気を抽出して、タービンの高温ガス通路の部品を冷却するのが常套手段であり、この為理論的な圧力比は簡単には得られない。

30 【0019】タービンの第1段及び第2段のタービン・ノズル、バケット及びシュラウドの蒸気冷却により（第3段は空冷のみであり、第4段は無冷却のみである）、普通ならば燃焼器を側路して、タービン流路の中央にあるガス通路に入るタービン冷却空気（装入可能な冷却）を減らすことにより、効率及び出力の重要な利得が得られる。ここで説明する例では、装入可能な（冷却）流量は、空気流量全体の百分率として、約12%から約5-6%に減らすことが出来る。蒸気冷却の別の利点は、熱伝達が潜在的に優れていることである。例えば、典型的な高圧抽出蒸気を圧縮機抽出空気と比較すると、蒸気は（他の点が同等として）その比熱が一層高いことにより、乱流性のダクトの流れの中での伝熱係数が目立って有利である。しかし、更に重要な利点はガスタービンの熱効率が一層高いことである。ガスタービンの第1段及び第2段の冷却にもはや圧縮機抽出空気を必要としないので、それを軸仕事に変換される様に、ガス通路内の流量増加と云うよい用途に回すことが出来、同じ燃料熱入力に対してタービン出力が一層高くなる。更に、ここで説明するサイクル・パラメータは、第1段及び第2段を空冷から蒸気冷却に変えた時に起こるガス通路の温度降下の固有の減少を反映する。言い換えれば、タービン排気温度を上昇させる代わりに、一層高い圧縮機の圧力比、即ち18-25の範囲、好ましくは20よ

り大きい、即ち、約 2.3。2 の圧力比を選ぶことによって、温度効果を抑える。この比は、5.0 及び 6.0 Hz の複合サイクル蒸気冷却、及び 6.0 Hz 単純サイクル空冷の両方の機関に適用される。

【0020】運転パラメータを選択する時の更に別の因子は、第 4 段の最終段が無冷却のまゝである現在の（尚受入れられている）ガスタービン冷却方式である。即ち、最終タービン段の冷却を避ける為、即ち、過大なタービン排気温度を防ぐ為、圧力比を高めることが必要になるが、これは上に述べた所と見合っている。圧縮機の圧力比は、最終段バケットに於けるマッハ数、タービン排気温度並びに最終的には材料の選択を含むこの他のパラメータも考慮に入れなければならない。この為、圧力比並びに圧縮機の空気流量の値の決定は、妥当なコストで部品寿命（特に最終タービン段に於ける）が最大になる様に設計された材料を用いることに必然的に基づいている。最終タービン段にとって好ましい材料は方向性凝固をさせた R108 合金であり、従って、タービン排気温度は必然的に材料の選択によって定まる。最終タービン段が無冷却のまゝと決まっているので、特にそうである。

【0021】タービン排気温度はサイクルに対する圧縮機の空気流量及び圧力比とも関係する。前に述べた様に、排気温度は排気装置の材料及び最終段のタービン・バケットの寿命によって制限される。現在の機械は約 1,110° F までの温度で運転される。このレベルよりずっと高くすると、排気装置の材料の選択に階段形の変化が生じ、その結果、ハードウェアのコストが上昇する。現在のガスタービンでは、排気温度は主にタービン点火温度及び圧縮機圧力比の影響を受け、排気温度が高すぎる時は、排気温度を下げる為に圧力比の増加が用いられる。この発明では、排気装置のコストの階段形の変化による増加を避ける為に、排気温度は妥当なレベルの範囲内に抑える。6.0 Hz 蒸気冷却機関では、タービン排気温度は約 1,121° F に設定し、5.0 Hz 蒸気冷却機関では、約 1,140° F に設定する。6.0 Hz 空冷機関に対するタービン排気温度は約 1,044° F である。これは、5.0 Hz 及び 6.0 Hz ガスタービンを共通のタービン構造で結び合わせて、空冷サイクルを蒸気冷却サイクルに等級を上げることが出来る様にした結果である。

【0022】空冷サイクルは排気温度が一層低い（即ち約 1,044° F）から、蒸気冷却サイクルよりも、圧縮機の空気流量を一層高くして、又は圧力比を一層低くして設計することが出来る。しかし、両方の機械で同じ圧縮機を使うことが出来る様にし、空冷サイクルを蒸気冷却サイクルに等級を高める時に圧縮機の変更を何ら必要としない様にする為、圧力比及び流量は同じまゝにする。同じ空気流量にすると、空冷及び蒸気冷却の両方のサイクルで、最大限に共通のタービン・ハードウェアを使うことが出来る。

【0023】最終タービン段に於けるタービン排気マッハ数も、機械に通される圧縮機空気流量並びにタービン排気温度の関数である。典型的には、排気マッハ数は、圧縮機空気流量を設定するパラメータの 1 つであり、目標は出力を増大する為に空気流量を最大にすることである。現在のガスタービンは、約 0.62 乃至約 0.65 の範囲内の排気マッハ数で運転される。この発明は妥当な排気マッハ数のレベルをサイクル設計の圧縮機空気流量の選択と関係づけ、好ましい構成では、タービン排気マッハ数は、6.0 Hz 蒸気冷却機関では 0.65 であり、5.0 Hz 蒸気冷却機関では 0.68 であり、6.0 Hz 空冷機関では 0.62 である。

【0024】次に、一旦最終段タービン・バケット材料が選択され（好ましくは方向性凝固をさせた R108 合金）、それによってある温度の最大値が決まると、空気流量をマッハ数の限界の関数として選ぶことが出来る。6.0 Hz 蒸気冷却及び空冷機関に対する圧縮機空気流量は約 1,230 pps であり、5.0 Hz 蒸気冷却機関では約 1,514 pps である。

【0025】上に述べた条件が決まり、NOx 放出物の 25 ppm 未満、最終的には 10 ppm 未満と云う目標が決まると、6.0 Hz 蒸気冷却機関及び 5.0 Hz 蒸気冷却機関に対しては約 2,700° F のタービン入口温度が選ばれる。6.0 Hz 空冷機関に対するタービン入口温度は約 2,800° F である。ガスタービンの効率及び出力は、タービン入口温度の関数であるタービン点火温度の上昇と共に本質的に増加する。選ばれたタービン入口温度により、NOx 放出物の条件によって制限されていた現在の技術による機械に較べて、サイクルの性能が高められる。NOx 放出物は、燃焼温度と共に増加するが、この燃焼温度がその結果としてのタービン入口温度に反映する。これがサイクルに於けるタービン入口温度のレベルを制限し、放出物の目標の変化又は燃焼技術の改良の変化の結果としてだけ、変化する。こゝでこの発明は放出物の目標並びに最近の燃焼技術をサイクルの設計内で組合せる。

【0026】前に述べた様に、ガスタービンの効率及び出力は本質的にタービン点火温度の上昇と共に増加する。タービン点火温度は、タービン入口温度のガスが段 1 のノズルを通過した後の温度である。現在の技術の機械では、段 1 のノズルが空冷であるが、150 乃至 250° F の温度降下が起こり得る。段 1 のノズルを蒸気冷却にすると、温度降下が約 80° F に少なくなり、その結果、同じタービン入口温度に対し、タービン点火温度を実質的に高め、こうして効率及び出力が増加する。この発明では、5.0 Hz 及び 6.0 Hz の両方の機関に於けるタービン点火温度は 2,622° F に設定する。

【0027】下記の表 II は、複合サイクル蒸気冷却形式に於ける 5.0 Hz 及び 6.0 Hz 機関並びに中間の 6.0 Hz 空冷形式に対する例としての種々の運転パラメータをまとめ

たものである。

表 II

	60Hz (空気)	60Hz (蒸気)	50Hz (蒸気)
「定格」出力 (MW)	350	400	480
「定格」効率 (%)	58	60	60
R P M	3600	3600	3000
圧力比	23.2	23.2	23.2
圧縮機空気流 (pps)	1230.3	1230.3	1514
タービン (ノズル) 入口 温度 (° F)	2800	2700	2700
タービン点火温度 (° F)	2590	2622	2622
回転子入口温度 (° F)	2568	2600	2600
タービン排気温度 (° F)	1044	1121	1140
排気マッハ数	0.62	0.65	0.68
タービン装填流量 (% W c)	14.36	5.5	5.75

この発明を現在最も実用的で好ましい実施例と考えられるものについて説明したが、この発明がここに開示した実施例に制限されず、むしろ特許請求の範囲に含まれる種々の変更及び均等物を包括するものであることを承知されたい。

【図面の簡単な説明】

【図 1】単純サイクル単軸ヘビー・デューティ・ガスタービンの略図。

30 【図 2】最も簡単な形の複合サイクル・ガスタービン／蒸気タービン装置の略図。

【図 3】この発明によるガスタービンの一部分の部分的な断面図。

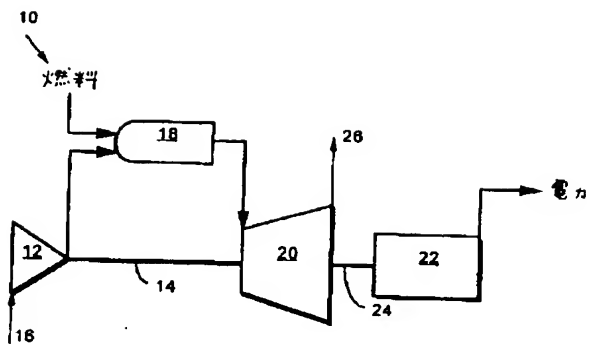
【主な符号の説明】

12 圧縮機

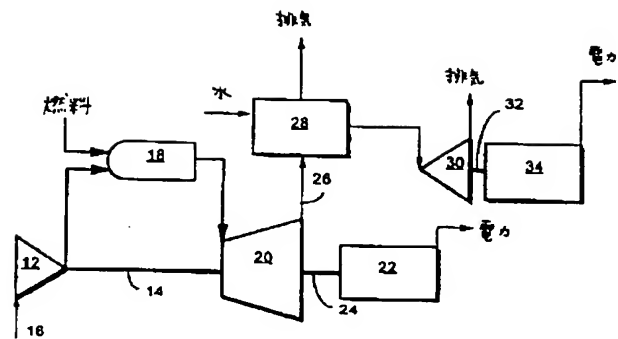
18 燃焼器

20 タービン

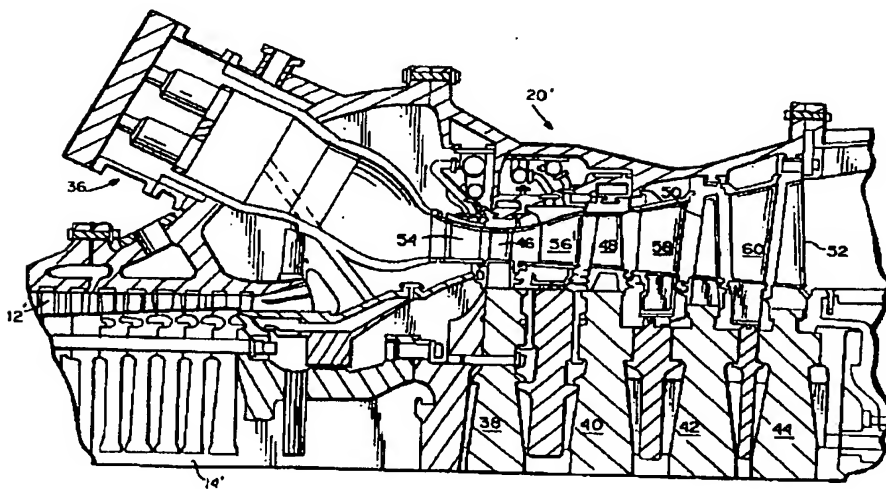
【図 1】



【図 2】



【図 3】



フロントページの続き

(72) 発明者 ジョージ・ダブリュー・スキパー, ジュニア
 アメリカ合衆国、ニューヨーク州、スケネクタディ、スウィートブライア・ロード、
 2287番